

## ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА

### 1. ВВЕДЕНИЕ

Одной из основных задач динамического анализа является определение реакций в кинематических парах механизма, возникающих в процессе их работы. При этом система внешних сил как правило известна и, кроме того, известен закон движения входного звена механизма  $\varphi_1(t)$ . В пределах курсового проекта (работы) примем, что  $\omega_1 = \text{Const}$  и соответствует заданной номинальной угловой скорости кривошипа. Определение реакций будем вести в первом приближении - без учета сил трения в кинематических парах.

В дальнейшем используем наглядный графоаналитический метод определения реакций, сводящийся к графическому решению уравнений равновесия. Задачу определения неизвестных реакций в кинематических парах обычно называют силовым анализом. При ее решении используют принцип кинестатики (принцип Д'Аламбера), который позволяет за счет присоединения к системе внешних сил, действующих на звенья механизма, сил инерции в дальнейшем использовать уравнения статического равновесия. При этом, как известно, из курса ТММ [1],[2] статически определимыми системами звеньев являются известные группы Ассура (диады) [3].

Необходимо подчеркнуть, что последовательность силового анализа обратна по отношению к последовательности кинематического. Первой анализируемой диадой будет последняя присоединенная, далее - предыдущая и т.д. Оканчивается анализ рассмотрением механизма 1<sup>ого</sup> класса.

Силовой анализ всегда предшествует расчету звеньев на прочность.

### 2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ЗВЕНЬЯ МЕХАНИЗМА.

#### 2.1. Внешние силы

Первоначально определяем внешние силы, действующие на звенья рычажного механизма. Силы тяжести определяем по формуле

$$G_i = m_i * g \quad (2.1)$$

где  $g \approx 10 \text{ м/с}^2$  - ускорение свободного падения. Силы тяжести прикладываются в центрах масс звеньев -  $S_i$ . Если положение центра масс звена в задании не задано, то его следует принять расположенным посередине.

В задании на проектирование силы производственного сопротивления (для рычажного механизма исполнительная машина - ИМ) или движущие (для рычажного механизма двигателя - Д) задаются непосредственно в виде графиков их изменения в зависимости от перемещения выходного звена, либо графиками изменения давления газов на поршни - так называемыми индикаторными диаграммами. На рис.1а показан механизм конвейера в одном из 12<sup>ти</sup> положений. Кроме того, штриховыми тонкими построены два крайних положения механизма. Точка D выходного звена - 5 при этом занимает положения D<sub>0</sub> или D\*.

При перемещении кривошипа внутри угла  $\varphi_{px}$ , образованного положениями кривошипа для крайних положений механизма, точка D движется от D<sub>0</sub> к D\*. При перемещении кривошипа внутри угла  $\varphi_{xx}$  - происходит движение точки D в обратном направлении. По-

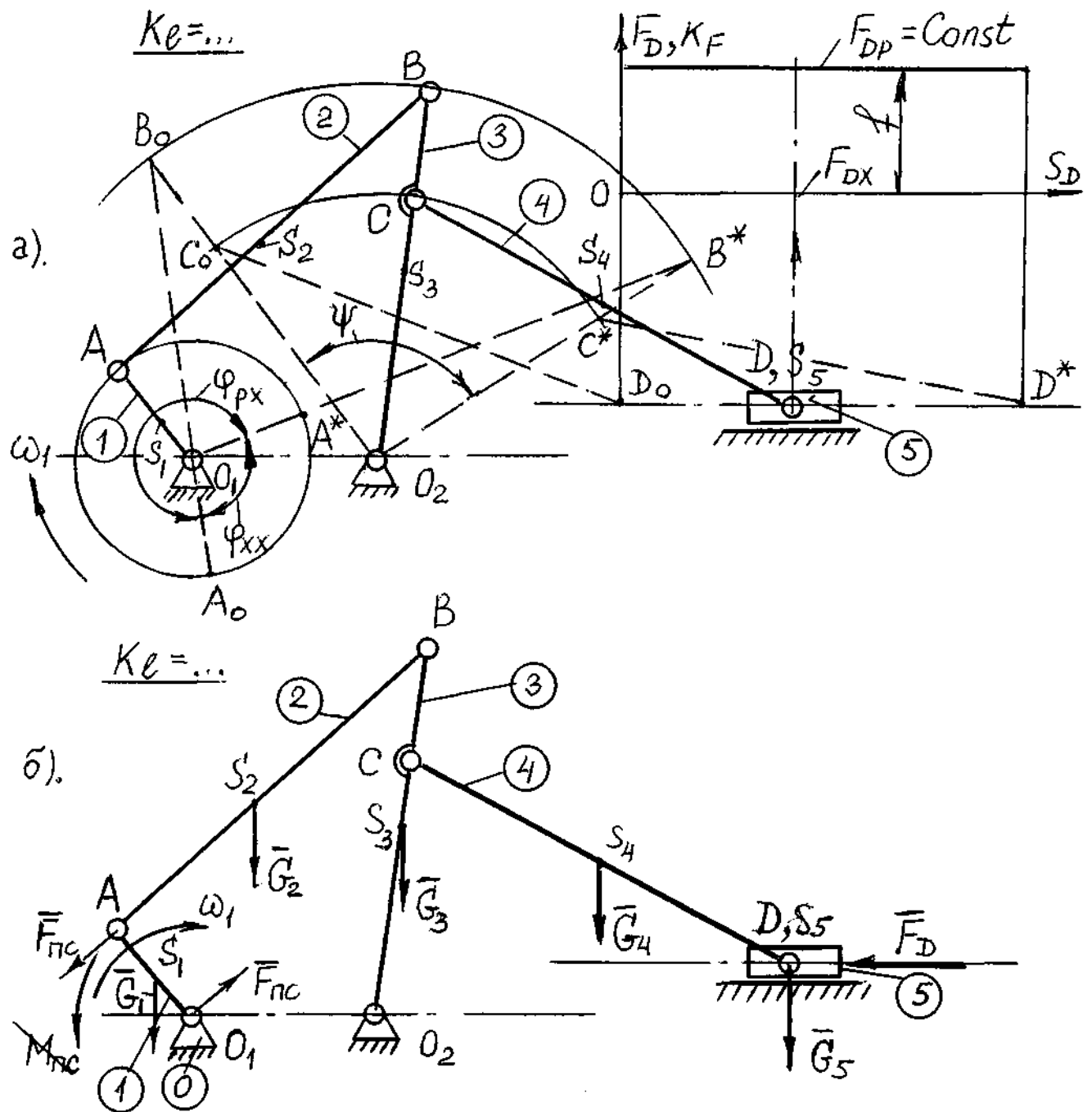


Рис. 1

сколькx  $\varphi_{px} > \varphi_{xx}$ , а угловая скорость  $\omega_l = \text{Const}$ , то время  $t_{px} > t_{xx}$  и, следовательно, средняя скорость перемещения ползуна в первом случае (для угла  $\varphi_{px}$ ) меньше. Эта фаза работы механизма соответствует рабочему ходу. Вторая фаза - холостому ходу, при котором усилие на выходном звене  $F_{Dx}$  или мало или как это принято на рис.1а равно нулю. Проецируя текущее положение точки D на ветвь графика изменения усилия  $F_{DP} = \text{Const}$  (кривошип находится внутри угла  $\varphi_{px}$ ), определяем величину силы полезного сопротивления на ползуне. Направление силы полезного сопротивления противоположно скорости точки ее приложения. Построив планы положений, диаграмму изменения усилия необходимо "привязать" к крайним положениям выходного звена (как на рис.1а).

Масштабный коэффициент по оси ординат определяется выражением

$$K_F = F_{DP} / f, \quad [\text{H/м}],$$

где  $f$  - длина отрезка из диапазона (80-100)мм, изображающего максимальное усилие.

В том случае, если задается индикаторная диаграмма, принцип определения усилия показан на рис.2.

Как и ранее определяем крайние положения выходных звеньев - 3 и 5. Выбираем масштабный коэффициент по оси давлений

$$K_p = p_{\text{max}} / \tilde{p}_{\text{max}} \text{ и } p_{\text{max}} \in (80 - 100) \text{ мм.}$$

Используя заданную циклограмму, которая задает последовательность чередования фаз процесса в цилиндрах для текущего положения кривошипа сносим положения точек C и D на соответствующие ветви индикаторных диаграмм (на рис.2 - рабочего хода и сжатия соответственно). Затем определяем силы, действующие на ползуны:

$$F_B = (i'i') * K_p * \pi * (D_{пв})^2 / 4$$

$$F_D = (ii) * K_p * \pi * (D_{пд})^2 / 4, \quad (2.2)$$

где  $(ii), (i'i')$  - величины отрезков, соответствующих разнице давлений, действующих на поршень сверху и снизу в данном его положении,  $D_{пв}$ ,  $D_{пд}$  - диаметры поршней в [м]. Поскольку рабочие полости цилиндров располагаются сверху от поршней, то при положительном значении отрезков  $(ii)$  и  $(i'i')$  сила давления газов будет направлена вниз (сила  $\bar{F}_B$ ), а вверх в противном случае (сила  $\bar{F}_D$ ).

## 2.2. Силы инерции

Как известно из курса ТММ [1, с.250 - 252], [2, с.57 - 58] элементарные силы инерции для звеньев совершающих плоскопараллельное движение могут быть приведены к главному вектору  $\bar{\Phi}_i$  и главному моменту этих сил  $\bar{M}_i^\phi$

$$\bar{\Phi}_i = - m_i * \bar{a}_{si} \quad \text{и} \quad \bar{M}_i^\phi = - J_{si} * \bar{\epsilon}_i, \quad (2.3)$$

где  $m$ ,  $J_{si}$  - соответственно масса и момент инерции звена (см. задание);  $\bar{a}_{si}, \bar{\epsilon}_i$  - соответственно вектора ускорения центра масс звена и угловое ускорение звена.

Если для некоторого звена  $m_i$  или  $J_{si}$  не указаны, то для него эти величины следует принять равными нулю. Это означает что эти характеристики звена пренебрежимо малы в сравнении с аналогичными для других звеньев. Определение  $\bar{a}_{si}$  и  $\bar{\epsilon}_i$  подробно рассмотрено в литературе [3].

В дальнейшем в качестве примера будет использован механизм конвейера, план положения которого приведен на рис.3а. Под ним построен план ускорений механизма (рис.

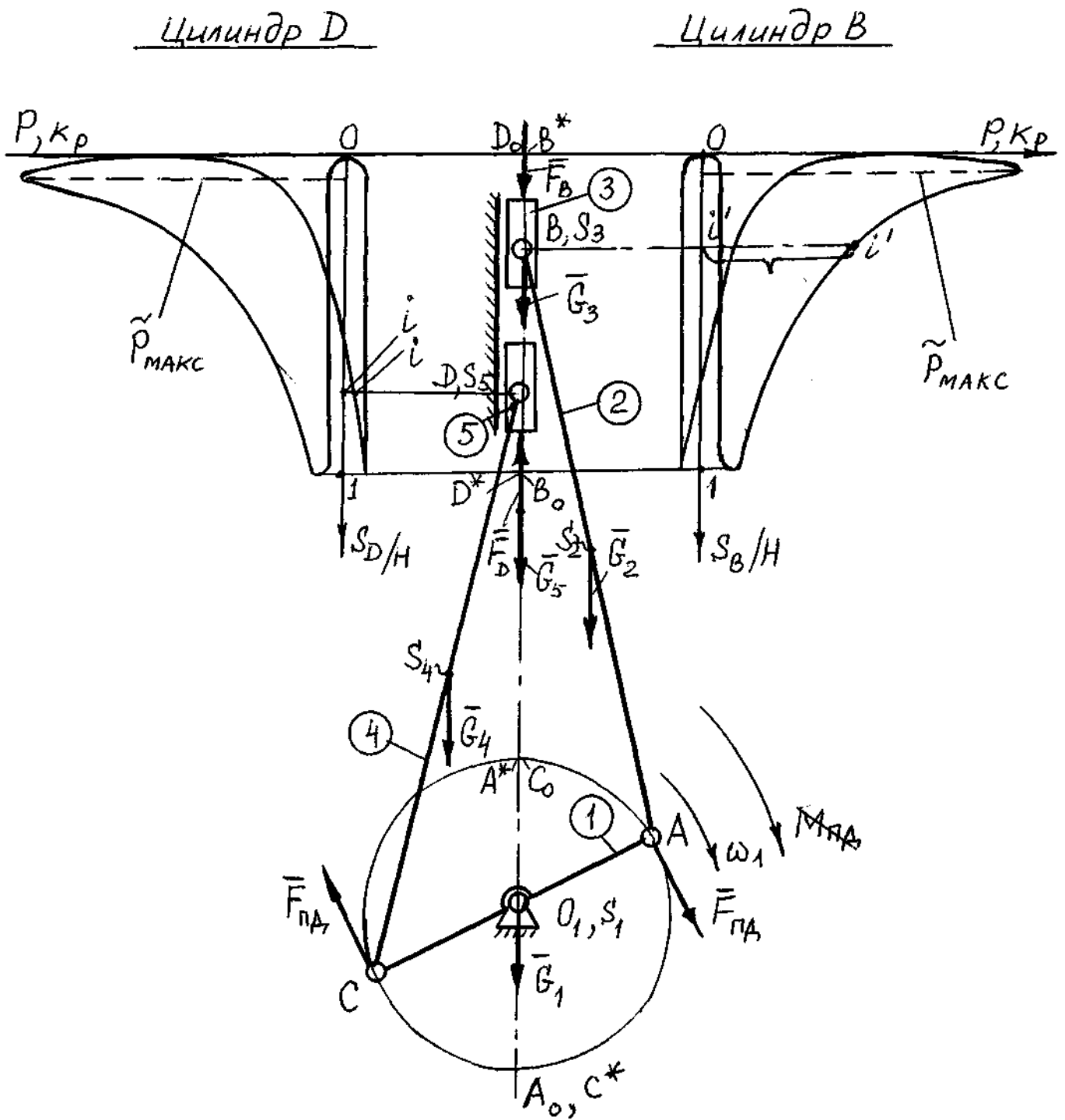
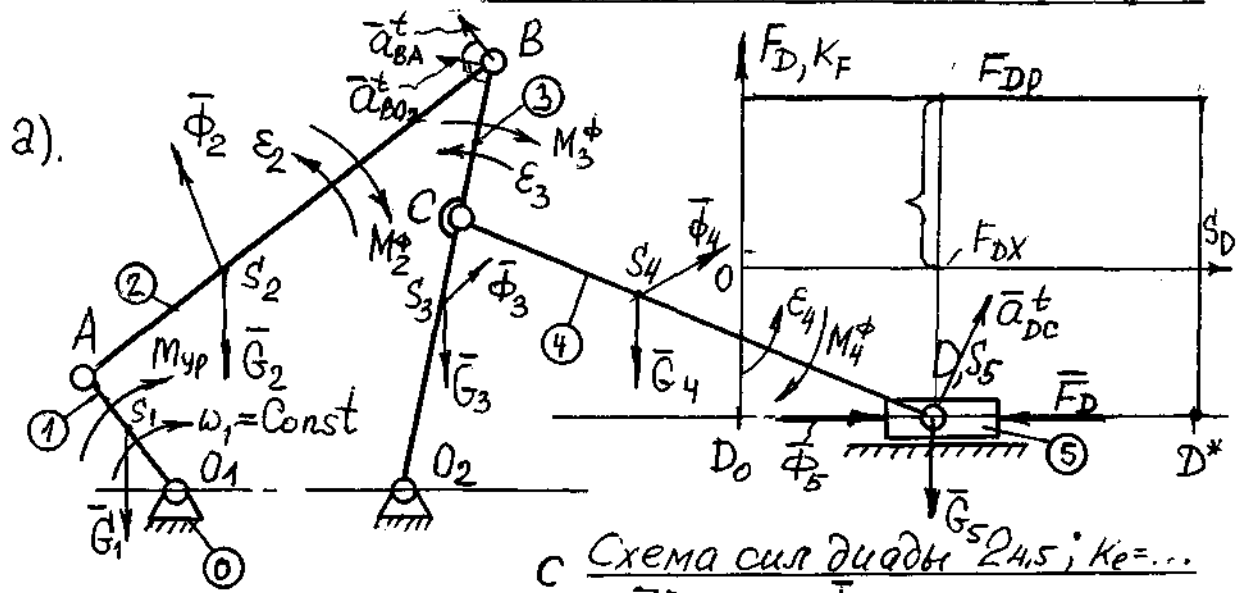


Рис. 2



б).  
План ускорений  $K_F = \dots$

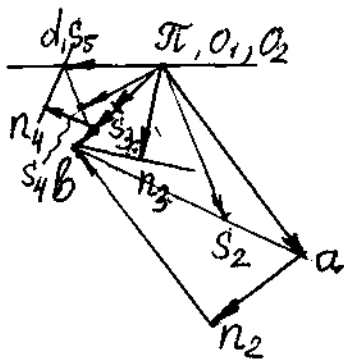


Схема сил диады  $2,3; K_F = \dots$

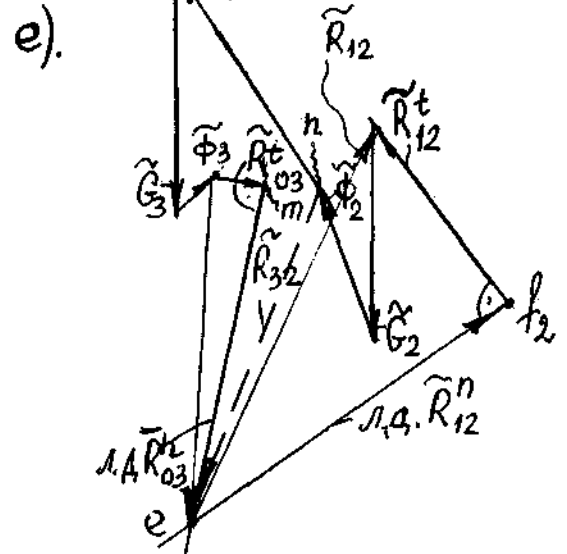
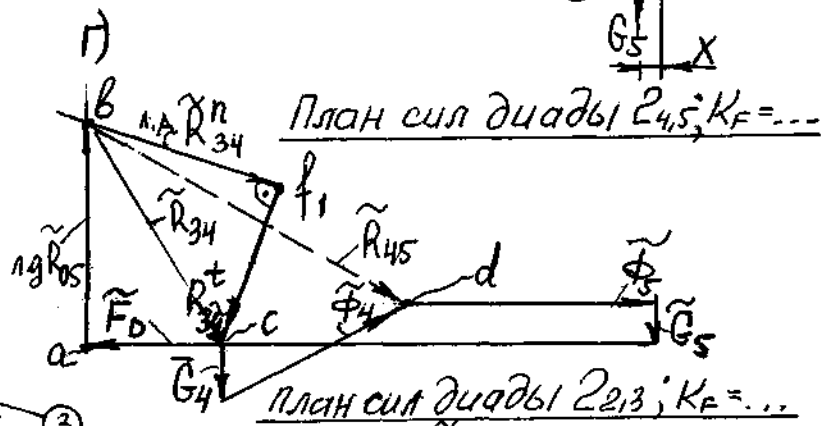
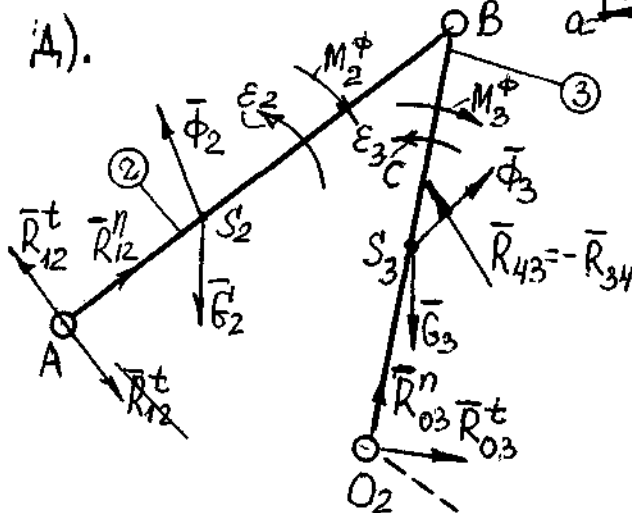


Рис. 3

3б) для положения входного звена - кривошипа 1, соответствующего N варианту числовых значений, выданного преподавателем задания. Используя план ускорений и ф. (2.3) необходимо показать на звеньях рис.3а -  $\Phi_i$  и  $M_i^{\Phi}$ .

Например, для звена 2 величины главного вектора и момента определяем по формулам

$$\Phi_2 = m_2 * a_{S2} = m_2 * (\pi S_2) * Ka$$

$$M_2^{\Phi} = Js_2 * \varepsilon_2 = Js_2 * a_{BA}^{\tau} / \ell_{BA} = Js_2 * (n_2 a) * Ka / \ell_{BA}, \quad (2.4)$$

где  $(\pi S_2)$ ,  $(n_2 a)$  - отрезки плана ускорений. Главный вектор прикладывается в центре масс звена 2 - точке  $S_2$  в виде вектора (длиной около 15-20мм), направление которого противоположно согласно ф.2.3 направлению ускорения центра масс  $a_{S2}$  (см.рис 3б). Направление главного момента  $M_2^{\Phi}$  направляем противоположно угловому ускорению (последнее определяется как направление поворота звена 2 под действием вектора  $\bar{a}_{BA}^{\tau}$  вокруг центра относительно вращения звена 2).

Для звеньев 3 и 4 главные вектор и момент определяем аналогично, показывая их на соответствующих звеньях. Для звена 1 в силу условия  $\omega_1 = \text{Const}$  величина  $\varepsilon_1 = 0$  и следовательно,  $M_1^{\Phi} = 0$ , а главный вектор  $\Phi_1 = m_1 * (\pi S_1) * Ka$  будет приложен в точке  $S_1$  звена 1 противоположно вектору  $(\pi S_1)$  на плане ускорений. Для звена 5 -  $\varepsilon_5 = 0$  (звено движется поступательно) и, таким образом  $M_5^{\Phi} \equiv 0$ , а  $\Phi_5$  направлено противоположно вектору  $(\pi d)$  на плане ускорений.

### 3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕАКЦИЙ В КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАХ

#### 3.1. Механизм, включающий диады ВВВ и ВВП

Силовой анализ согласно сказанному во введении начинаем с последней присоединенной диады - ВВП. Рисуем ее отдельно (рис.3в), сохранив тоже относительное расположение звеньев что и на рис.3а с сохранением масштабных длин звеньев. С рис 3а переносим силы инерции, тяжести и полезного сопротивления. Кроме этих сил показываем силы, приложенные со стороны отсоединенных от диады звеньев - реакции связей. Поскольку силы трения в расчете не учитываются, то на ползун со стороны стойки действует реакция  $R_{O5}$ , перпендикулярная направлению относительного поступательного движения в поступательной кинематической паре. Относительно шарнира D она в общем случае действует на плече - х. Во вращательной кинематической паре обычно неизвестную по величине и направлению реакцию ( $R_{34}$  для данной диады) раскладываем на две составляющие  $\bar{R}_{34}^n$  и  $\bar{R}_{34}^{\tau}$ . Первая направляется по звену, вторая перпендикулярно ему. Их направления на звене указаны с точностью «до наоборот» т.е. в процессе расчета их направление может измениться на  $180^{\circ}$ . В обозначении реакции, например  $\bar{R}_{34}$ , первая цифра нижнего индекса указывает со стороны какого звена действует эта реакция, вторая цифра - на какое звено она действует.

Под действием системы сил, показанной на схеме сил рис. 3в диада с ее звеньями должна находиться в кинестатическом равновесии, для которого должны быть выполнены следующие условия

$$\begin{cases} \bar{R}_{34}^n + \bar{R}_{34}^{\tau} + \bar{G}_4 + \bar{\Phi}_4 + \bar{\Phi}_5 + \bar{G}_5 + \bar{F}_D + \bar{R}_{O5} = 0 \\ \bar{R}_{34}^{\tau} * CD * K_L + G_4 * h_{G4} * K_L - \Phi_4 * h_{\Phi 4} * K_L - M_4^{\Phi} = 0 \\ R_{O5} * X = 0 \end{cases}, \quad (3.1)$$

где в первом уравнении вектора, подчеркнутые двумя черточками снизу известны по величине и направлению. Вектора, подчеркнутые одной - известны по направлению, но неизвестны по величине. Второе уравнение системы, означающее равенство нулю суммы моментов сил, действующих на звено 4 относительно шарнира D, имеет единственное неизвестное  $\bar{R}_{34}^T$ . В этом уравнении величины  $h_{G4}$ ,  $h_{\phi 4}$  - представляют масштабные длины плеч сил, определяемые по рис.3в как длины перпендикуляров, опущенных на л.д. соответствующих сил из точки D. Из второго уравнения после подстановки в него известных величин определяем

$$\bar{R}_{34}^T = (-G_4 * h_{G4} * K_L + \Phi_4 * h_{\phi 4} * K_L + M_4^{\phi}) / (CD * K_L) \quad (3.2)$$

Если в результате  $\bar{R}_{34}^T$  будет иметь знак минус, то следует перечеркнуть обозначение этой реакции на чертеже и, не стирая старую стрелку вектора, изобразить новую противоположную стрелку реакции, отвечающую истинному направлению этой составляющей.

Далее используем первое векторное уравнение, предварительно выбрав масштабный коэффициент сил

$$K_F = (F)_{\max} / f$$

где  $(F)_{\max}$  - максимальное значение известных сил в первом уравнении системы (3.1), включая и  $\bar{R}_{34}^T$ ;  $f$  - масштабная длина отрезка, выбираемая из диапазона (80-100)мм. После выбора определяем масштабные значения векторов сил, например

$$\bar{R}_{34}^T = \bar{R}_{34}^T / K_F; \quad \bar{G}_4 = G_4 / K_F, \quad \text{и т.д.} \quad (3.3)$$

Неизвестные величины  $\bar{R}_{34}^n$  и  $\bar{R}_{O5}$  определяем построением многоугольника сил - так называемого плана сил. Построение начинаем от точки  $f_1$  (рис.5г), откладывая последовательно от нее силы, записанные в первом уравнении системы (3.1), параллельно их действию на схеме сил диады. Проводя затем через конец последнего известного вектора  $\bar{F}_D$  (точку а) л.д. реакции  $\bar{R}_{O5}$ , а через начальную точку  $f_1$  - л.д. реакции  $\bar{R}_{34}^n$ , получаем их точку пересечения - "b", которая позволяет найти

$$\bar{R}_{34}^n = (bf_1) * K_F \quad \text{и} \quad \bar{R}_{O5} = (ab) * K_F \quad (3.4)$$

Поскольку геометрическая сумма векторов первого уравнения системы (3.1) равна нулю, то на плане сил при обходе многоугольника из точки  $f_1$  все вектора будут направлены в сторону обхода.

Полная реакция  $\bar{R}_{34} = \bar{R}_{34}^n + \bar{R}_{34}^T$  определяется из плана сил по величине  $\bar{R}_{34} = (ac) * K_F$ .

Из третьего уравнения системы (3.1) следует, что величина плеча  $X=0$ . Для определения реакции во внутренней кинематической паре диады - вращательной эту пару "разрушают" и рассматривают то из двух звеньев, на которое действует наиболее простая система сил. В нашем случае это звено 5. На рис.4 показана система сил, действующая на ползун и уравнение его равновесия

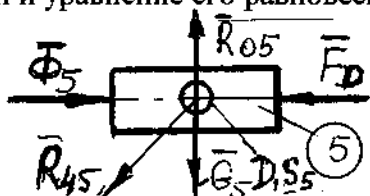


Рис.4

$$\bar{\Phi}_5 + \bar{G}_5 + \bar{F}_D + \bar{R}_{O5} + \bar{R}_{45} = 0 \quad (3.5)$$

При записи уравнения (3.5) порядок следования векторов сил совпадает с таковым в первом уравнении системы (3.1). Это позволяет использовать уже построенный план сил (рис.3г). Очевидно, масштабный вектор реакции  $\bar{R}_{45}$  на плане сил можно получить, если со-

единить конец вектора  $R_{05}$  (см. ф.(3.5)) с началом вектора  $\Phi_5$  (штриховой вектор на рис.3г). Величина реакции

$$R_{45} = (bd) * K_F.$$

Таким образом, мы определяем неизвестные реакции в диаде ВВП и далее следует перейти к диаде ВВВ - 2,3, которая вместе с действующими на нее силами показана на рис.3г. Направление сил тяжести и инерции показывается также как и в предыдущей диаде. Угол между звеньями 2 и 3, а также масштабные длины звеньев должны быть такими же, что и на плане положений механизма (рис.3а). Следует обратить внимание, что в точке С звена 3 приложена реакция

$$\bar{R}_{43} = - \bar{R}_{34},$$

равная по величине реакции  $R_{34}$ , определенной на плане сил диады ВВП (рис.3г), но противоположно ей направленной.

Уравнения равновесия диады ВВВ имеют вид

$$\begin{cases} \bar{R}_{12}^n + \bar{R}_{12}^t + \bar{G}_2 + \bar{\Phi}_2 + \bar{R}_{43} + \bar{G}_3 + \bar{\Phi}_3 + \bar{R}_{03}^t + \bar{R}_{03}^n = 0 \\ R_{12}^t * l_{AB} + G_2 * h_{G2} * K_L - \Phi_2 * h_{G2} * K_L - M_2^{\phi} = 0 \\ R_{03}^t * l_{03} + G_3 * h_{G3} * K_L + \Phi_3 * h_{G3} * K_L - R_{43} * h_{R43} * K_L - M_3^{\phi} = 0 \end{cases} \quad (3.6)$$

Из второго и третьего уравнений этой системы определяем величины неизвестных составляющих реакций  $\bar{R}_{12}^t$  и  $\bar{R}_{03}^t$ . На рис.3д показан вариант, когда  $R_{12}^t$  получена со знаком минус. Дальнейшее построение плана сил от точки  $f_2$  (рис.3е) повторяет все те шаги, которые выполнялись при построении предыдущего плана для диады ВВП. В результате находим пересечение л.д. составляющих реакций  $\bar{R}_{12}^n$  и  $\bar{R}_{03}^n$  (см. первое уравнение системы(3.6)) - точку "е". Величины реакций

$$R_{03}^n = (em) * K_F \quad \text{и} \quad R_{12}^n = (ef_2) * K_F$$

Далее определяем

$$\bar{R}_{03} = \bar{R}_{03}^n + \bar{R}_{03}^t \quad \text{и} \quad \bar{R}_{12} = \bar{R}_{12}^n + \bar{R}_{12}^t$$

Штриховым вектором на плане сил (рис.3е) показан вектор реакции во внутренней кинематической паре диады - В - вектор  $\bar{R}_{32}$ . При его определении использовано очевидное уравнение

$$\bar{R}_{12} + \bar{G}_2 + \bar{\Phi}_2 + \bar{R}_{32} = 0. \quad (3.7)$$

Величина

$$R_{32} = (ne) * K_F.$$

Таким образом, реакции в кинематических парах диады ВВВ также определены.

Следует обратить внимание, что при записи первых уравнений систем (3.1) и (3.6) сначала записываются силы, действующие на одно звено, а затем на другое.

В результате от механизма конвейера у нас "остался" механизм первого класса, показанный на рис. 5б. На звено 1 действует сила тяжести, сила  $\bar{R}_{21} = - \bar{R}_{12}$ , причем направление  $R_{12}$  берется с плана сил диады 2,3 на рис.3е. Вектор реакции  $R_{01}$  на рис.5б показываем произвольно. На звене 1 показан также Мур - уравновешивающий момент. Для рычажного механизма конвейера по своей сущности этот момент выражает воздействие двигателя привода на звено 1. Его величина как правило неизвестна. Для рычажного механизма двигателя Мур выражает собой реакцию приводимого исполнительного механизма. Запишем уравнения равновесия звена 1 в виде

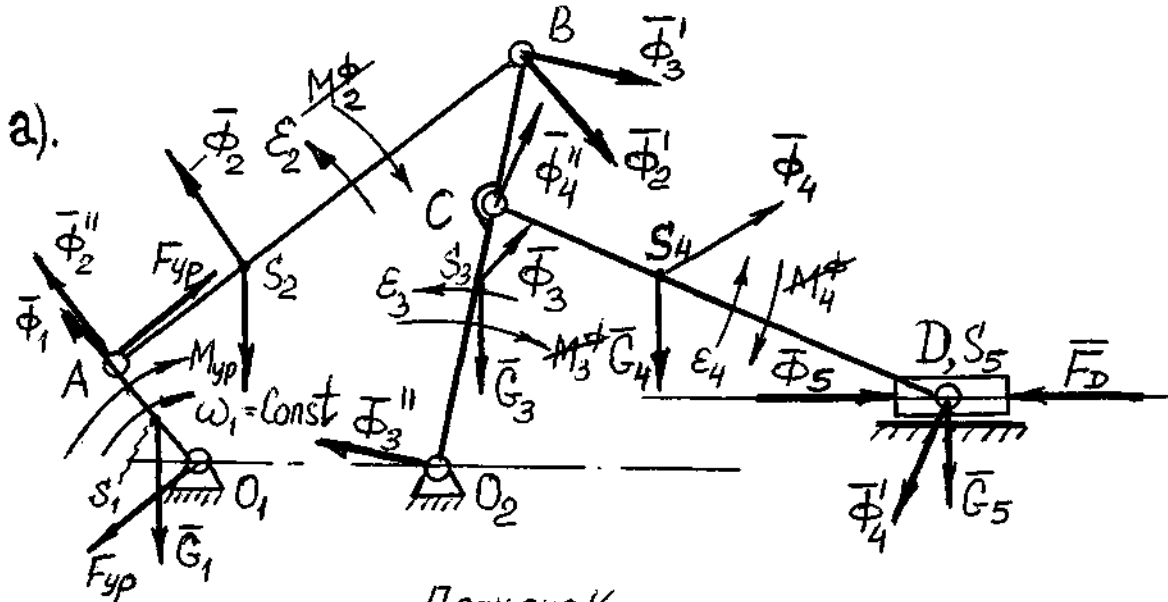


$$\underline{\underline{\bar{R}_{21}}} + \underline{\underline{\bar{G}_1}} + \underline{\underline{\bar{\Phi}_1}} + \underline{\underline{\bar{R}_{O1}}} = 0 \quad (3.8)$$

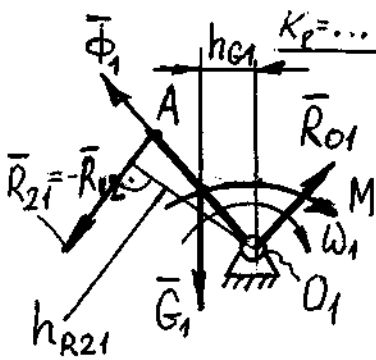
$$R_{21} * h_{R21} * K_L + G_1 * h_{G1} * K_L - M_{yp} = 0$$

Из последнего уравнения системы определяем момент  $M_{yp}$ . Реакция  $\bar{R}_{O1}$  по направлению и величине определяется построением плана сил

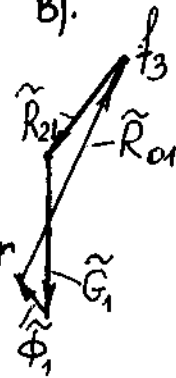
### План положения механизма $K_F = \dots$



### б). Механизм 1 класса



### в). План сил $K_F = \dots$



### Определение $M_{yp}, K_V = \dots$

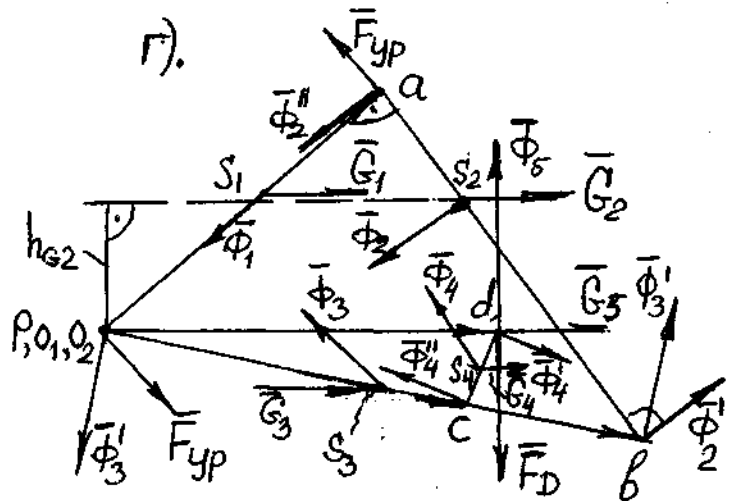


Рис.5

по первому из уравнений системы (3.8) из точки  $f_3$ . Реакция  $\bar{R}_{O1}$  определяется как вектор, соединяющий точки  $г$  и  $f_3$  т.е.  $\bar{R}_{O1} = (rf_3) * K_F$ , а направление ее к точке  $f_3$  является истинным.

Для оценки точности построения плана сил часто используют определение Мур более коротким путем, основанным на общей теореме динамики, согласно которой

$$\sum_{i=1}^m N(\bar{F}_i) + \sum_{j=1}^k N(\bar{\Phi}_j) = 0 \quad (3.9)$$

где  $N(\bar{F}_i)$ ,  $N(\bar{\Phi}_j)$  мощности, развиваемые соответственно  $i$ -ой внешней силой и  $j$ -ой силой инерции;  $m$  и  $k$  - индексы суммирования определяющие число сил каждой категории. Определение мощности будем вести с использованием правила рычага Жуковского Н.Е. [1, с.336-339], [2, с.63-64]. Согласно этому правилу для определения мощности силы ее вектор необходимо повернуть на  $90^\circ$  относительно начала и перенести на план скоростей, приложив в ту его точку, которая соответствует концу вектора абсолютной скорости точки ее приложения на звене механизма. Далее определяем момент перенесенной силы относительно полюса плана скоростей. Умножив этот момент на масштабный коэффициент построения плана -  $K_v$  получим искомую мощность.

Для определения Мур с использованием правила Жуковского Н.Е. используем рис.5а и 5г. Моменты, действующие на звенья заменяем парами сил  $F_{ур}$ , приложенных в точках  $O_1$  и  $A$  на звене 1 (рис.5а). При этом направление момента тоже, что и Мур. Главные моменты сил инерции на каждом звене также заменяем парами сил, например, для звена 2

$$\Phi_2' = \Phi_2'' = M_2^{\Phi} / \ell_{AB},$$

приложенных соответственно в точках  $B$  и  $A$  и дающих момент того же знака. На следующем этапе осуществляем перенос сил на план скоростей механизма в соответствии с правилом Жуковского. Направление поворота сил безразлично, но должно быть единым для всех сил. На рис. 5г этот поворот - против часовой стрелки. Далее используем выражение (3.9) и т.к. в каждом его слагаемом будет присутствовать коэффициент  $K_v$ , то на него выражение (3.9) можно сократить. В результате вместо суммы мощностей будем находить сумму моментов внешних и инерционных сил относительно плана скоростей

$$F_{ур} * (pa) - G_1 * h_{G1} - G_2 * h_{G2} + G_3 * h_{G3} + G_4 * h_{G4} - F_D * (pd) - \\ - \Phi_2 * h_{\Phi 2} - \Phi_2'' * h_{\Phi 2}'' + \Phi_2' * h_{\Phi 2}' \pm \dots - \Phi_5 * (pd) = 0, \quad (3.10)$$

где величины плеч измеряются линейкой в [мм] (в качестве примера на рис.5г показано определение плеча силы  $G_2 - h_{G2}$ ).

Определяем единственное неизвестное

$$F_{ур} = [ G_1 * h_{G1} \pm \dots + F_D * (pd) \pm \dots + \Phi_2 * h_{\Phi 2} \pm \dots - \Phi_5 * (pd) ] / (pa) \quad (3.11)$$

и, следовательно

$$M_{ур} = F_{ур} * \ell_{O_1 A}.$$

Несовпадение моментов Мур, найденное при построении планов сил и  $M_{ур}^*$  - по правилу Жуковского Н.Е.

$$\gamma^* = [ (M_{ур} - M^*) / M^* ] * 100 \%$$

служит косвенной оценкой точности проведения силового анализа. Допустимое значение  $\gamma^* < 10\%$ .

### 3.2. Механизм включающий диаду ВПВ

В качестве примера рассмотрим механизм строгального станка на рис. 6а, имеющий следующую формулу строения [3]

$$1_{0,1} \longrightarrow 2_{2,3} \longrightarrow 2_{4,5}.$$

На рис.6а положение кривошипа 1 находится внутри угла -  $\varphi_{px}$ , отвечающему рабочему ходу. Следовательно, сила полезного сопротивления определяется по графику силы  $\bar{F}_c$  и отвечает значению  $\bar{F}_{cр}$ . Направление силы на ползуне противоположно его абсолютной скорости. Силовой анализ начинаем с последней диады ВВП-  $2_{4,5}$ . Он подробно описан в предыдущем параграфе п.3.1. На следующем этапе рассматривается диада ВПВ -  $2_{2,3}$ . Для нее масса камня - звена 2 принимается равной нулю, т.к. она весьма мала. Показав на рис.5в диаду отдельно, показываем на ее звеньях внешние силы и силы инерции так, как это описано ранее с использованием плана ускорений (рис.6б). Сила  $\bar{R}_{43}$ , выражающая действие исследуемой ранее диады ВВП прикладывается противоположно реакции  $\bar{R}_{34}$  с ее плана сил.

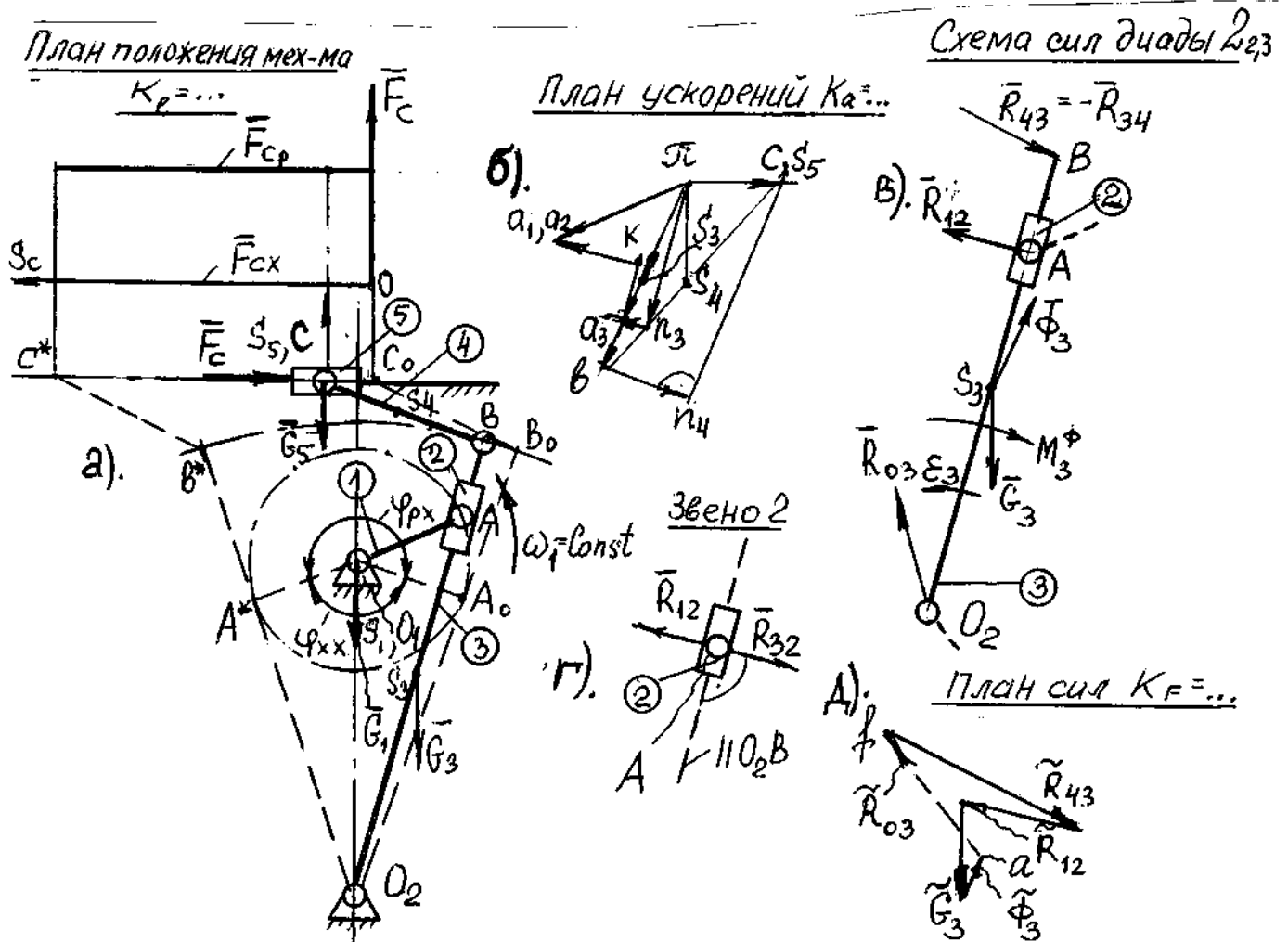


Рис.6

Неизвестная реакция  $\bar{R}_{12}$  прикладывается перпендикулярно кулисе  $O_2B$ , что основано на уравнении равновесия камня (рис.6г)

$$\bar{R}_{12} + \bar{R}_{32} = 0 \quad (3.12)$$

В нем реакция  $\bar{R}_{32}$ , если не учитывать трение перпендикулярна кулисе. Направление реакции  $\bar{R}_{12}$  указывается с "точностью до наоборот". Реакцию  $\bar{R}_{03}$  обычно не раскладывают на две составляющие.

Условия равновесия диады ВВП можно записать в следующем виде

$$\begin{cases} \bar{R}_{43} + \bar{R}_{12} + \bar{G}_3 + \bar{\Phi}_3 + \bar{R}_{03} = 0 \\ - R_{43} * h_{R43} * K_L + R_{12} * O_2A * K_L - G_3 * h_{G3} * K_L - \Phi_3 * h_{\Phi3} * K_L - M_3^{\Phi} = 0 \end{cases} \quad (3.13)$$

Из последнего уравнения определяем величину реакции  $\bar{R}_{12}$ . Знак плюс будет означать, что ее направление на схеме рис.6в является истинным. В противном случае направление  $\bar{R}_{12}$  на схеме необходимо изменить на противоположное. Реакцию  $\bar{R}_{03}$  найдем как замыкающий вектор цепочки векторов первого уравнения системы (3.13). Построение плана сил диады показано на рис.6д. При этом реакция

$$R_{03} = (af) * K_F \quad (3.14)$$

Далее необходимо рассмотреть механизм I класса и определить Мур двумя методами подобно тому, как это было показано в предыдущем параграфе.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1975.
2. Левитская О.Н., Левитский Н.И. Курс теории механизмов и машин. М.: Высшая школа, 1985.
3. Никитин Е.И. Методические указания N1. Структурный и кинематический анализ механизма, 1997.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

|  |    |
|--|----|
| 1. Введение.....   | 1  |
| 2. Определение сил, действующих на звенья механизма..... | 1  |
| 2.1. Внешние силы.....                                   | 1  |
| 2.2. Силы инерции.....                                   | 3  |
| 3. Определение реакций в кинематических парах.....       | 6  |
| 3.1. Механизм, включающий диады ВВВ и ВВП.....           | 6  |
| 3.2. Механизм, включающий диаду ВПВ.....                 | 11 |
| Библиографический список.....                            | 12 |